

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-081316

(43)Date of publication of application : 16.03.1992

(51)Int.Cl.

B60G 17/015
B62D 6/00
// B62D113:00
B62D131:00

(21)Application number : 02-194214

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC

(22)Date of filing : 23.07.1990

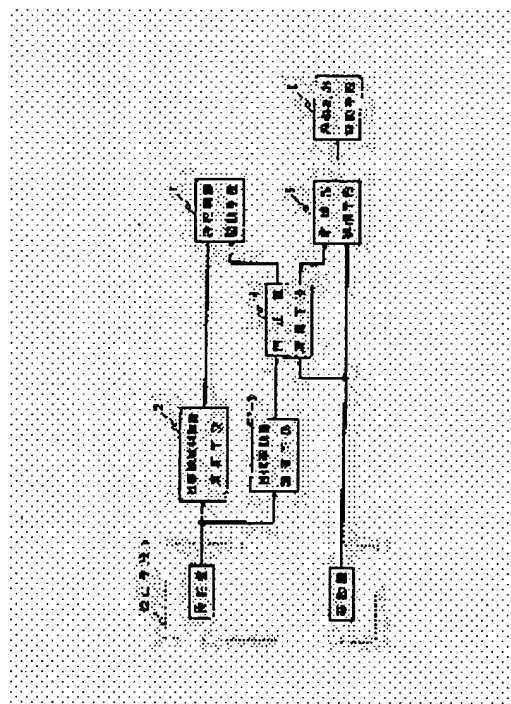
(72)Inventor : ONO HIDEKAZU
HAYASHI YASUYUKI
TAKANAMI KAORU

(54) INTEGRATED CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To control a steering device and a suspension device of a vehicle integrally to obtain a high performance turning characteristic with the simple structure by applying a linear control theory in a linear system including a new variable after converting a control variable in a suspension system control for giving influence to the turning movement with non-linear conversion.

CONSTITUTION: A steering quantity of a steering wheel and a behavior quantity showing the turning movement of a vehicle are detected by a means 1, and a target steering control quantity is computed by a means 2 on the basis of the steering quantity, while a target behavior quantity being computed similarly by a means 3. A suspension correction quantity and a steering correction quantity are integrally computed by a means 4 on the basis of a linear model in response to the target behavior quantity and a real behavior quantity, while the suspension correction quantity is non-linear converted on the basis of the real behavior quantity to output a real suspension correction quantity with a means 5. Furthermore, a means 7 controls so that an optimum steering angle is generated at least on one of front wheels and rear wheels of a vehicle in response to the target steering control quantity and the steering correction quantity. Suspension characteristic of each wheel is controlled by a means 8 in response to a real suspension correction quantity and a position control quantity.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's
decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

⑫ 公開特許公報(A) 平4-81316

⑤ Int.Cl.⁵

B 60 G 17/015
B 62 D 6/00
// B 62 D 113:00
131:00

識別記号

庁内整理番号

8817-3D
9034-3D

⑬ 公開 平成4年(1992)3月16日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全14頁)

⑭ 発明の名称 車両の統合制御装置

⑮ 特 願 平2-194214

⑯ 出 願 平2(1990)7月23日

特許法第30条第1項適用 平成2年6月10日、社団法人計測自動制御学会発行の「計測と制御 6 1990 Vol.29」に発表

⑰ 発 明 者 小 野 英 一 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

⑰ 発 明 者 林 靖 享 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

⑰ 発 明 者 高 浪 薫 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

⑰ 出 願 人 株式会社豊田中央研究所 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

明 細 書

1. 発明の名称

車 両 の 統 合 制 御 装 置

2. 特許請求の範囲

少なくとも、ハンドルの操舵量と車両の旋回運動などを表す挙動量とを検出する検出手段と、

前記検出された操舵量に基づき目標とする車両の挙動量を達成するための目標操舵制御量を演算する目標操舵制御量演算手段と、

前記検出された操舵量に基づき目標とする車両の挙動量を演算する目標挙動量演算手段と、

前記演算された目標挙動量と検出された挙動量とに応じて、懸架補正量と前記演算された目標操舵制御量を補正する操舵補正量とを線形モデルに基づき統合的に演算する補正量演算手段と、

前記演算された懸架補正量を前記検出された挙動量に基づき非線形変換して懸架特性を表す実懸架補正量を出力する非線形補償手段と、

前記目標操舵制御量と操舵補正量とに応じて車両の前輪および後輪の少なくとも一方に最適な転舵角を生じさせる操舵制御駆動手段と、

前記実懸架補正量と姿勢制御量とに応じて各輪のサスペンション特性を可変制御する懸架制御駆動手段と

を具備することを特徴とする車両の統合制御装置。

3. 発明の詳細な説明

【産業上の利用分野】

本発明は、車両の操舵装置と懸架装置とを統合的に制御することにより、例えば懸架系の挙動が操舵系に及ぼす影響を考慮した高性能な旋回特性が得られる車両の統合制御装置に関する。

【従来技術とその問題点】

従来より、アクティブ制御によって車両の旋回運動特性を制御する装置がある。この従来の車両運動制御装置として「ハンドル操舵量と車両挙動量を検出し、ハンドル操舵量より目標とする動特

性を得るために必要な目標制御量を演算し、フィードフォワード信号として発生させるフィードフォワード信号演算手段と、ハンドル操舵量に基づき演算される目標とする車両の挙動量と車両挙動量との偏差量を演算し、この偏差量から車両状態に基づき最適な補正量を演算し、フィードバック信号として発生させるフィードバック信号演算手段と、前記フィードフォワード信号と前記フィードバック信号とを加減算し、操舵制御信号を演算する制御信号演算手段と、前輪または後輪の少なくともいずれか一方の転舵輪に最適な転舵角を与えるように制御するアクチュエータ手段とからなる」車両の操舵制御装置（特願平1-132166号）がある。

また、車両の旋回運動特性の制御はサスペンションの荷重を制御することによっても可能である。この従来の車両運動制御装置として「ハンドル操舵量と車両の操舵系挙動量と車両の水平方向の状態量と垂直方向の状態量を検出し、垂直方向の状態量からサスペンションに生ずる振動を抑制する

振動抑制制御信号を出力する振動抑制制御信号演算手段と、操舵量から操舵系挙動量の目標値である目標挙動量信号を出力する目標挙動量演算手段と、目標挙動量信号と操舵系挙動量の偏差を演算し偏差信号を出力する偏差演算手段と、水平方向の状態量から車両の状態が懸架系へ及ぼす影響量を演算し懸架系影響量信号として出力する懸架系影響量演算手段と、偏差信号と懸架系影響量信号とから車体の姿勢を保持するとともに操舵系の車両挙動を補償する制御信号を演算し非干渉化制御信号として出力する非干渉化制御信号演算手段と、振動抑制制御信号と非干渉化制御信号とから統合制御信号を演算し統合制御信号演算手段と、この統合制御信号に基づきサスペンションの特性を制御するアクチュエータ手段とからなる」振動制御用非干渉化装置およびサスペンションの統合制御装置（特願平1-143325号）がある。

これらの操舵制御装置とサスペンションの統合制御装置とは、同時に使用すると荷重移動などによるスタビリティファクタ変化という懸架系連

動からの影響を有効に利用することで旋回運動に対する制御効果をさらに向上させることができる。

しかし、二つの装置が行う旋回運動の制御は性能上互いに干渉し合っており、また、同時に設計するには多くの試行錯誤が必要であった。

【発明の目的】

本発明は、車両の操舵装置と懸架装置を統合的に制御し、高性能な旋回特性を得ることにある。

ところで上記従来技術では、旋回という一つの運動に対し操舵による制御則と懸架による制御則が独立しているために、それぞれの制御則の設計の際多くの試行錯誤を必要とした。しかしながら、懸架系が旋回運動に及ぼす影響は非線形的なものであるため、これら二つの制御系を単純にまとめたのでは線形制御理論を適用することができず、多くの試行錯誤による設計に頼らざるを得ない。

そこで本発明では、旋回運動に影響を与える懸架系制御の制御変数を非線形変換により変換後の新しい変数を含んだシステムは線形システムとみなすことができることに着目し、この線形システ

ムに線形制御理論を適用することで、シンプルな構成で、懸架系が旋回運動に及ぼす非線形な影響を考慮した優れた旋回特性を得ることを目的とする。

【発明の説明】

本発明は、第1図に示すように、少なくとも、ハンドルの操舵量と車両の旋回運動などを表す挙動量とを検出する検出手段1と、前記検出された操舵量に基づき目標とする車両の挙動量を達成するための目標操舵制御量を演算する目標操舵制御量演算手段2と、前記検出された操舵量に基づき目標とする車両の挙動量を演算する目標挙動量演算手段3と、前記演算された目標挙動量と検出された挙動量とに応じて、懸架補正量と前記演算された目標操舵制御量を補正する操舵補正量とを線形モデルに基づき統合的に演算する補正量演算手段4と、前記演算された懸架補正量を前記検出された挙動量に基づき非線形変換して懸架特性を表す実懸架補正量を出力する非線形補償手段5と、前記目標操舵制御量と操舵補正量とに応じて車両

の前輪および後輪の少なくとも一方に最適な転舵角を生じさせる操舵制御駆動手段7と、前記実懸架補正量と姿勢制御量とに応じて各輪のサスペンション特性を可変制御する懸架制御駆動手段8とを具備するものである。

上記構成よりなる本発明の車両の統合制御装置の作用は、次のとおりである。

検出手段1は、ハンドル操舵量および車両の旋回運動などを表す挙動量を検出し、それらに対応する電気信号などに変換する。

つぎに、目標操舵制御量演算手段2において操舵量に対する車両の挙動を最適にするため、目標とする車両の挙動量を達成するために必要な目標操舵制御量を操舵量より車両挙動の動特性を考慮して演算して、挙動量の制御においてフィードフォワード的な制御量として出力し、操舵に対する車両の応答性を向上させる。なお、この目標とする車両の動特性は、ドライバが最も操縦し易い動特性などである。

また、目標挙動量演算手段3では、動特性を含

んだ目標となる車両の挙動量である目標挙動量を演算する。

つぎに、補正量演算手段4において横風や路面外乱によって生じた挙動量の偏差を抑制するために操舵補正量と旋回運動に影響を及ぼす懸架特性に関連する懸架補正量を線形モデルに基づき統合的に演算し、挙動量の制御においてフィードバック的な制御量として出力し、車両の安定性を向上させる。

そして、操舵制御信号演算手段7においてフィードフォワード的な制御量である目標操舵制御量とフィードバック的な制御量である操舵補正量を加減算し、その演算結果に基づき前輪または後輪の少なくとも一方の転舵輪に最適な転舵角を与えるように操舵アクチュエータを駆動する。

一方、非線形補償手段5において、前記演算された懸架補正量を、挙動量を用いて非線形変換することにより、懸架系の直接的な制御パラメータである実懸架補正量を出力する。

そして、懸架制御駆動手段8において、挙動量

の制御のための実懸架補正量に基づき、各輪の懸架アクチュエータを駆動し、サスペンション特性を可変制御する。

挙動量の制御に着目すると、車両諸元の変動や外部環境からの外乱等がない場合、挙動量の制御においてフィードフォワード的な制御量である目標操舵制御量によって挙動量を目標挙動量に一致させることができるため、偏差は零となり、挙動量の制御においてフィードバック的な制御量である操舵補正量と懸架補正量も零となり、フィードバック制御は働かない。懸架補正量が零であることは旋回によるロールを前後輪のサスペンションで均等に支持することに対応しており、車体にねじれを生じさせず、かつ各輪の荷重をなるべく均等に配分するようなサスペンションの制御となっている。したがって、このように車両諸元の変動や外部環境からの外乱等がない場合には、車体に負担をかけず、かつタイヤ力に余裕をもたせた制御が可能である。

一方、車両諸元の変動や外部環境からの外乱等

がある場合は、フィードフォワード的な制御のみでは目標となる挙動量を得ることはできず、偏差を生じる。この場合、偏差に対応した操舵補正量と懸架補正量が出力される。これらの補正量は偏差を零に漸近させるように働き、車両の動特性を目標挙動量に漸近させることができる。

このように、本発明の車両の統合制御装置では挙動量の制御においてフィードバック的な制御量として操舵補正量のほかに、懸架補正量を統合的に用いており、操舵による補正のみで偏差を零に漸近させる場合と比較してより速やかに漸近させることが可能となり、車両変動に対するロバスト性や外乱に対する安定性により優れた車両運動が実現できる。

すなわち、本発明は、挙動量に対し線形な懸架補正量を制御入力とするので、比較的簡単な構成で常に応答よく目標の制御特性を得ることができる。しかも、この懸架補正量を挙動量を用いて最終的に非線形変換することにより懸架特性を表す実懸架補正量を演算するので、懸架特性が旋回運

動に及ぼす非線形の影響を正確に反映することができる。したがって、常に、操舵特性のみならず懸架特性をも考慮した、応答性および安定性が高い旋回特性が得られるという優れた効果がある。

さらに、操舵補正量である前後輪の実舵角と車両の旋回運動等を表す挙動量の関係は線形微分方程式で表されるのに対し、懸架特性を表す実懸架補正量と旋回運動の関係は線形微分方程式としてではなく非線形線形微分方程式として表される。このため、従来のように実懸架補正量を直接制御入力とした制御系の設計を行おうとすると線形制御理論を適用できず、試行錯誤的な設計となってしまう、目的の最適な制御系を得ることが困難であるという問題があった。そこで本発明では、実懸架補正量より非線形変数変換によって求められる車両の旋回運動に影響を及ぼす懸架特性に関連する懸架補正量を導出し、この懸架補正量を制御入力とする制御系の設計を行う。この場合、挙動量と操舵補正量および懸架補正量とは伝達関数によって記述される線形微分方程式の関係にあるた

算する偏差演算手段41と、該偏差量信号から車両に働く外乱などに基づき最適な操舵補正量と懸架補正量を演算する補正量演算手段40と、前記目標操舵制御量信号と前記操舵補正量信号を加減算して操舵制御信号とする加減算器を有する操舵制御信号演算手段70と、該操舵制御信号を操舵アクチュエータ駆動信号にパワー増幅する操舵駆動手段71と、パワー増幅された操舵アクチュエータ駆動信号に基づき前輪または後輪の少なくとも何れか一方の転舵輪に最適な転舵角を与えるように制御する操舵アクチュエータ手段72と、前記懸架補正量信号より前記車速信号と前記挙動量信号と前記実舵角信号に基づき非線形変換により実懸架補正量を演算する非線形補償手段50と、前記車速信号と前記目標挙動量信号より車体の姿勢変化を予測しこれを抑制するための目標姿勢制御量を演算する目標姿勢制御量演算手段61と、前記状態量から姿勢制御補正量を演算する姿勢制御補正量演算手段62と、前記目標姿勢制御量信号と前記姿勢制御補正量信号から車体の姿勢を保

め、線形制御理論を適用することが可能であり、比較的容易に偏差から操舵補正量と懸架補正量を統合的に演算するための補正量演算手段4を設計することができる。

【その他の発明の説明】

その他の発明は、上述した本発明を具体化したものであり、第2図に示すように、車両の移動速度を検出し車速信号を出力する車速検出手段11と、ハンドルの操舵量を検出し操舵量信号を出力する操舵量検出手段12と、車両の挙動量を検出し挙動量信号を出力する挙動量検出手段13と、車両の状態量を検出し状態量信号を出力する状態量検出手段15と、転舵輪の実舵角を検出し実舵角信号を出力する実舵角検出手段14と、前記操舵量信号より前記車速信号に基づき目標とする車両の挙動量を達成するための目標操舵制御量を演算する目標操舵制御量演算手段20と、前記操舵量信号より前記車速信号に基づき目標とする車両の挙動量を演算する目標挙動量演算手段30と、該目標挙動量信号と前記挙動量信号との偏差を演

持するための姿勢制御量を演算する姿勢制御量演算手段60と、前記実懸架補正量信号と前記姿勢制御量信号から旋回運動を補償しかつ姿勢を保持するための懸架制御信号を演算する懸架制御信号演算手段80と、該懸架制御信号を懸架アクチュエータ駆動信号にパワー増幅する懸架駆動手段81と、パワー増幅された懸架アクチュエータ駆動信号に基づき4輪のサスペンション特性を可変制御する懸架アクチュエータ手段82とを具備してなる。

上記構成よりなるその他の発明の車両の統合制御装置の作用は、次の通りである。

車速検出手段11において車両の移動速度を検出し、対応する電気信号などに変換する。また、操舵量検出手段12においてハンドル操舵量を検出し対応する電気信号などに変換する。さらに、挙動量検出手段13において車両の旋回運動などを表す挙動量を検出し対応する電気信号などに変換する。また、状態量検出手段15において車体の姿勢などを表す状態量を検出し対応する電気信

号などに変換する。さらに、実舵角検出手段14において転舵輪の実舵角を検出し対応する電気信号などに変換する。

つぎに、目標操舵制御量演算手段20において操舵量に対する車両の挙動を最適にするため、目標とする車両の挙動量を達成するために必要な目標操舵制御量を操舵量や車速などから車両挙動の動特性を考慮して演算して挙動量の制御においてフィードフォワード的な制御量として出力し、操舵に対する車両の応答性を向上させる。なお、この目標とする車両の動特性は、ドライバが最も操縦し易い動特性などである。

また、目標挙動量演算手段30では、動特性を含んだ目標となる車両の挙動量である目標挙動量を演算する。ついで、偏差演算手段41では、目標挙動量と挙動量との偏差を演算する。

つぎに、補正量演算手段40において横風や路面外乱によって生じた挙動量の偏差を抑制するために操舵補正量と懸架補正量を統合的に演算し、挙動量の制御においてフィードバック的な制御量

制御量として出力する。

また、姿勢制御補正量演算手段62において状態量より、姿勢制御補正量を姿勢の制御においてフィードバック的な制御量として出力する。

ついで、姿勢制御演算手段60においてフィードフォワード的な制御量である目標姿勢制御量と、フィードバック的な制御量である姿勢制御補正量を加減算して姿勢を保持するための姿勢制御量を演算する。

つぎに、懸架制御信号演算手段80において挙動量の制御のための実懸架補正量と、姿勢の制御のための姿勢制御量より、姿勢を保持しつつ、所望の挙動量を得るための懸架制御信号を出力する。

ついで、懸架制御信号を懸架駆動手段81において各輪の懸架アクチュエータを駆動するための懸架アクチュエータ駆動信号に増幅し、この懸架アクチュエータ駆動信号に基づき各輪の懸架アクチュエータ82を駆動し、サスペンション特性を可変制御する。

挙動量の制御に着目すると、車両諸元の変動や

として出力し、車両の安定性を向上させる。

そして、操舵制御信号演算手段70においてフィードフォワード的な制御量である目標操舵制御量とフィードバック的な制御量である操舵補正量を加減算して操舵制御信号を発生させる。

ついで、操舵制御信号を操舵駆動手段71において操舵アクチュエータを駆動するための操舵アクチュエータ駆動信号に増幅し、この操舵アクチュエータ駆動信号を操舵アクチュエータ72において前輪または後輪の少なくとも一方の転舵輪に最適な転舵角を与えるように操舵アクチュエータを駆動する。

また、非線形補償手段50において懸架補正量を車速と挙動量と実舵角を用いて非線形変換することにより、懸架系の直接的な制御パラメータである実懸架補正量を出力する。

さらに、目標姿勢制御量演算手段61において車速と目標挙動量より、挙動量や車速変化などが姿勢に及ぼす影響を相殺するための目標姿勢制御量を姿勢の制御においてフィードフォワード的な

外部環境からの外乱等がない場合、挙動量の制御においてフィードフォワード的な制御量である目標操舵制御量によって挙動量を目標挙動量に一致させることができるため、偏差は零となり、挙動量の制御においてフィードバック的な制御量である操舵補正量および懸架補正量も零となり、フィードバック制御は働かない。懸架補正量が零であることは旋回によるロールを前後輪のサスペンションで均等に支持することに対応しており、車体にねじれを生じさせず、かつ各輪の荷重をなるべく均等に配分するようなサスペンションの制御となっている。したがって、このように車両諸元の変動や外部環境からの外乱等がない場合には、車体に負担をかけず、かつタイヤ力に余裕をもたせた制御となっている。

一方、車両諸元の変動や外部環境からの外乱等がある場合は、フィードフォワード的な制御のみでは目標となる挙動量を得ることはできず、偏差を生じる。この場合、偏差に対応した操舵補正量と懸架補正量とが出力される。これらの補正量は、

偏差を零に漸近させるように働き、車両の動特性を目標挙動量に漸近させることができる。

このように、その他の発明の車両の統合制御装置では、挙動量の制御においてフィードバック的な制御量として操舵補正量のほかに、懸架補正量を統合的に用いており、操舵による補正のみで偏差を零に漸近させる場合と比較してより速やかに漸近させることが可能となり、車両変動に対するロバスト性や外乱に対する安定性により優れた車両運動が実現できる。さらに、挙動量と操舵補正量および懸架補正量は伝達関数によって記述される線形微分方程式の関係にあるため、線形制御理論を適用することが可能であり、比較的容易に偏差から操舵補正量と懸架補正量を求めるための補正量演算手段40を設計することができる。

ここで、非線形補償手段50の演算内容について、その一例を第3図および第4図を用いてさらに具体的に説明する。

車両に用いられるタイヤ特性は接地荷重に対して非線形的な性質を示すものであり、第3図に示

すようにコーナリングフォースは接地荷重に対して飽和特性を示す。このため、コーナリングフォースの左右2輪の合計は接地荷重の合計が等しい場合、第4図に示すように左右輪の荷重差がないときに最大値を示し、荷重差にしたがって減少する。本発明はこの性質を旋回特性等の車両の挙動量の制御に活用するものである。すなわち、旋回等によって生じるロール運動を前輪のサスペンションで抑制する場合、後輪は荷重差を生じないのに対し、前輪は車両の姿勢を保持するのに必要な荷重差を左右輪に生じる。このため前輪のコーナリングフォースは減少し、前輪の舵角を戻したことと同じ効果を持つ。また、旋回等によって生じるロール運動を後輪のサスペンションで抑制する場合、前輪は荷重差を生じないのに対し、後輪は車両の姿勢を保持するのに必要な荷重差を左右輪に生じる。このため後輪のコーナリングフォースは減少し、後輪の舵角を戻したことと同じ効果を持つ。結局これらの現象を考慮した車両運動は次式を用いて記述することができる。

$$m \dot{v} (\beta + R) = F_f + F_r \quad \dots (1)$$

$$I_y \dot{R} = a_f F_f - a_r F_r \quad \dots (2)$$

$$F_f = -c_f (\beta + a_f R / v - \delta_f) \cdot \{1 - k_f |v R| (1 + \lambda)\} \quad \dots (3)$$

$$F_r = -c_r (\beta - a_r R / v - \delta_r) \cdot \{1 - k_r |v R| (1 - \lambda)\} \quad \dots (4)$$

ただし、

a_f, a_r : 前輪および後輪の車軸と重心との距離

c_f, c_r : 前後輪のコーナリングパワー

F_f, F_r : 前後輪のコーナリングフォース

I_y : ヨー慣性モーメント

m : 車両質量

R : ヨー角速度

v : 車速

β : 車体スリップ角

δ_f, δ_r : 前後輪の実舵角

また、 $k_f |v R| (1 + \lambda)$ および $k_r |v R| (1 - \lambda)$ は左右輪の荷重移動によるコーナリングパワーの減少を表す項である。 $\lambda (-1 \leq \lambda \leq 1)$ は懸架系制御に関する値であり、 $\lambda = 1$ は旋回の

際に生じるロールモーメントを前輪サスペンションで支持していることに、また $\lambda = -1$ は後輪サスペンションで支持していることに対応している。

ところで(1)ないし(4)式から分かるように、懸架系の直接的な制御パラメータである実懸架補正量 λ は車体スリップ角 β やヨー角速度 R に関する微分方程式の非線形要素として表されている。しかしながら、次式のような非線形変換を行うと、(1)ないし(4)式はかなり厳密に線形化される。

$$\begin{aligned} p = & k_f |v R| (1 + \lambda) \\ & \cdot (\beta + a_f R / v - \delta_f) \\ & - \frac{c_f a_f}{c_r a_r} k_r |v R| (1 - \lambda) \\ & \cdot (\beta - a_r R / v - \delta_r) \quad \dots (5) \end{aligned}$$

(5)式の変換後の懸架補正量 p を用いて(1)ないし(4)式の微分方程式を線形近似すると次式が得られる。

$$\dot{x} = A x + B u \quad \dots (6)$$

$$x = [\beta, R]^T \quad \dots (7)$$

$$u = [\delta_f, \delta_r, p]^T \quad \dots (8)$$

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad \dots (9)$$

ただし、

$$A_{11} = -\frac{c_r + c_f}{m v}$$

$$A_{12} = -1 - \frac{a_r c_r - a_f c_f}{m v^2}$$

$$A_{21} = \frac{a_r c_r - a_f c_f}{I_s}$$

$$A_{22} = -\frac{a_r^2 c_r + a_f^2 c_f}{I_s v}$$

$$B = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \end{bmatrix} \quad \dots (10)$$

ただし、

$$B_{11} = \frac{c_r}{m v}$$

$$B_{12} = \frac{c_f}{m v}$$

$$B_{13} = \frac{a_r c_r (c_r k_r - c_f k_f)}{m v (a_r c_r k_r + a_f c_f k_f)}$$

$$B_{21} = \frac{a_r c_r}{I_s}$$

$$B_{22} = -\frac{a_r c_r}{I_s}$$

$$B_{23} = \frac{a_r c_r}{I_s}$$

したがって補正量演算手段40は(6)ないし(10)式に基づき、偏差を零にするような制御系を構成すれば良い。すなわち、(6)ないし(10)式は、多入力多出力系の線形の制御対象を表しているので、線形制御理論を適用することにより、容易にかつ迅速に演算ができ、常に応答よく適切な制御が可能になるとともに、容易に制御系の設計が可能である。

また、(5)式の逆変換は、

$$\lambda = \frac{c_r a_r p - \Lambda_r + \Lambda_f}{\Lambda_r + \Lambda_f} \quad \dots (11)$$

ただし、

$$\Lambda_r = c_r a_r k_r |v R| (\beta + a_r \frac{R}{v} - \delta_r)$$

$$\Lambda_f = c_f a_f k_f |v R| (\beta - a_f \frac{R}{v} - \delta_f)$$

となることより、非線形補償手段50は(11)式にしたがって懸架補正量 p を実懸架補正量 λ に変換することとなる。

【実施例】

本発明の車両の統合制御装置を第5図を用いて説明する。

本実施例の車両の統合制御装置は、車両の前後輪操舵装置および4輪サスペンション装置に適用したもので、車速検出手段11と、操舵量検出手段12と、挙動量検出手段13と、状態量検出手段15と、実舵角検出手段14と、目標操舵制御量演算手段20と、目標挙動量演算手段30と、偏差演算手段41と、補正量演算手段40と、操舵制御信号演算手段70と、操舵駆動手段71と、操舵アクチュエータ手段72と、非線形補償手段50と、目標姿勢制御量演算手段61と、姿勢制

御補正量演算手段62と、姿勢制御量演算手段60と、懸架制御信号演算手段80と、懸架駆動手段81と、懸架アクチュエータ手段82とからなる。

車速検出手段11は車速センサ110からなり、従動輪の回転速度から車速を演算し、対応する電気信号を車速信号 v として出力する。

操舵量検出手段12はハンドルと同軸上に取り付けられた操舵角センサ120からなり、ハンドルの操舵角を測定し、ハンドルギヤ比に相当する値で除算して、操舵制御を行わない場合の前輪実舵角に相当する値を操舵量信号 δ_{12} として出力する。

挙動量検出手段13は車体スリップ角センサ131とヨー角速度センサ132とからなる。車体スリップ角センサ131は非接触式速度計を用いたものであり、車体スリップ角 β を電気信号に変換し出力するものである。また、ヨー角速度センサ132は車両重心に取り付けられ、該重心位置でのヨー角速度を測定して該ヨー角速度 R を表す

信号を出力する。

状態量検出手段15はロール角センサ150からなる。ロール角センサ150は各輪のサスペンション長さからロール角を求めるものであり、ロール角 ϕ を表す信号を出力する。

実舵角検出手段14は前輪実舵角センサ141と後輪実舵角センサ142とからなる。前輪実舵角センサ141は前輪の実舵角 δ_f を測定し対応する信号を出力する。また、後輪実舵角センサ142は後輪の実舵角 δ_r を測定し対応する信号を出力する。

目標操舵制御量演算手段20と、目標挙動量演算手段30と、偏差演算手段41と、補正量演算手段40と、操舵制御信号演算手段70と、非線形補償手段50と、目標姿勢制御量演算手段61と、姿勢制御補正量演算手段62と、姿勢制御量演算手段60と、懸架制御信号演算手段80からなる演算手段は、車速信号と操舵量信号と挙動量信号と状態量信号と前後輪の実舵角信号を入力し、前後輪の操舵制御信号と各輪の懸架制御信号を出

量である目標車体スリップ角 β と目標ヨー角速度 R を得るために必要な、前輪目標操舵制御量信号 δ_{fr} と後輪目標操舵制御量信号 δ_{rr} を挙動量に対するフィードフォワード的な制御量として演算する。

つぎに、目標操舵制御量演算手段20の演算内容について説明する。各輪の実舵角と挙動量の間には(6)ないし(10)式の関係がある。この特性を(12)、(13)式で表される目標動特性にするためには、操舵量 δ_{sw} と前後輪の実舵角 δ_f 、 δ_r の間につぎの動特性が必要となる。

$$\delta_f = \frac{\alpha_1 s + \alpha_2}{1 + Ts} \delta_{sw} \quad \dots (14)$$

$$\delta_r = \frac{\alpha_3 s + \alpha_4}{1 + Ts} \delta_{sw} \quad \dots (15)$$

$$\alpha_1 = \frac{I_s}{c_r (a_f + a_r)} v \quad \dots (16)$$

$$\alpha_2 = \frac{a_f}{a_f + a_r} + \frac{a_r m}{c_r (a_f + a_r)} v^2 \quad \dots (17)$$

力するディジタルコンピュータにより構成される。

以下に各演算手段における演算の内容を説明する。

目標挙動量演算手段30は、操舵量信号 δ_{sw} より車速信号 v に基づきドライバが最も操縦し易いような車両挙動量である目標車体スリップ角 β と目標ヨー角速度 R を目標車両挙動量として出力する。ここでは、このような車両挙動の動特性として、操舵に対し車体スリップ角は零、ヨー角速度は一次遅れで追従する特性を考える。つぎに、操舵量信号 δ_{sw} 、車速信号 v と目標車体スリップ角 β 、目標ヨー角速度 R の関係を表す数式を示す。

$$\beta = 0 \quad \dots (12)$$

$$R = \frac{v \delta_{sw}}{(a_f + a_r) (1 + Ts)} \quad \dots (13)$$

ただし、 T は一次遅れの時定数、 s はラプラス演算子を表す。(13)式の演算は、離散化して漸化式として演算される。

目標操舵制御量演算手段20は、目標車両挙動

$$\alpha_1 = - \frac{I_s}{c_r (a_f + a_r)} v \quad \dots (18)$$

$$\alpha_2 = - \frac{a_f}{a_f + a_r} + \frac{a_r m}{c_r (a_f + a_r)} v^2 \quad \dots (19)$$

したがって、目標操舵制御量演算手段20の演算は、(14)ないし(19)式を離散化し、 δ_f を δ_{fr} 、 δ_r を δ_{rr} としたものとなる。

偏差演算手段41は、目標挙動量である目標車体スリップ角 β および目標ヨー角速度 R と測定された挙動量である車体スリップ角 β およびヨー角速度 R との偏差を演算し偏差信号として出力する。

補正量演算手段40は、車体スリップ角偏差信号 $\beta_e = \beta - \beta$ とヨー角速度偏差信号 $R_e = R - R$ から、これらの偏差信号を零に漸近させるような挙動量に対しフィードバック的な制御量である前輪操舵補正量信号 δ_{fr} 、後輪操舵補正量信号 δ_{rr} および懸架補正量信号 p を演算し出力する。この演算のアルゴリズムは、(6)ないし(10)式の線形状態方程

式を制御対象とした制御則となる。すなわち、本実施例の場合、

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_e u_e$$

$$y_e = C_e x_e$$

$$u_e = [\beta_0 - \beta, R_0 - R]^T$$

$$y_e = [\delta_{r0}, \delta_{r0}, p]^T$$

ただし、 A_e, B_e, C_e は定数行列によって、 $\delta_{r0}, \delta_{r0}, p$ を演算している。このように、(6)ないし(10)式は線形状態方程式であるため、線形制御理論を適用することが可能となる。この場合、制御則に動特性を含んでいる。この制御則は離散化されて漸化式となる。また、制御則は状態フィードバックでもよい。

操舵制御信号演算手段70は、目標操舵制御量演算手段20より得られた前輪目標操舵制御量 δ_{r1} と、補正量演算手段40より得られた前輪操舵補正量信号 δ_{r0} を加算し前輪操舵制御信号 δ_{r0} とし、目標操舵制御量演算手段20より得られた後輪目標操舵制御量 δ_{r1} と、補正量演算手段40より得られた後輪操舵補正量信号 δ_{r0} を加算し後

輪操舵制御信号 δ_{r0} とし、前輪操舵制御信号 δ_{r0} と後輪操舵制御信号 δ_{r0} を操舵制御信号として出力する。

非線形補償手段50は、補正量演算手段40より得られた懸架補正量信号 p から車速検出手段11より得られた車速信号 v と、挙動量検出手段13より得られた車体スリップ角信号 β とヨー角速度 R と、実舵角検出手段14より得られた前輪実舵角信号 δ_r と後輪実舵角信号 δ_r に基づき(11)式に従って実懸架補正量信号 λ を演算する。

目標姿勢制御量演算手段61は、車速検出手段11より得られた車速信号 v と、目標挙動量演算手段30より得られた目標ヨー角速度 R_0 から、旋回によるロールを抑制し姿勢を保持するために必要な力のモーメントをフィードフォワード的な姿勢制御量である目標姿勢制御量信号 M_{r0} として演算する。

つぎに、目標姿勢制御量演算手段61における演算の具体的な内容を説明する。旋回時の車両重心位置には、車速信号 v と目標ヨー角速度 R_0 か

ら次式で与えられる横加速度が生じることが予測される。

$$g_r = v R_0 \quad \dots (20)$$

また、車両重心回りにはこの横加速度に応じたロールモーメントが生じるため、これを相殺するための力のモーメントとして次式が導かれる。

$$M_{r0} = -m g_r h = -m v R_0 h \quad \dots (21)$$

ただし、 h は重心高さを表す。

すなわち、目標姿勢制御量演算手段61の具体的な演算式は(21)式である。

姿勢制御補正量演算手段62は、状態量検出手段15より得られるロール角信号 ϕ にあるゲインを乗ずることにより、姿勢制御に対しフィードバック的な制御量としての姿勢制御補正量信号 M_{r0} を演算する。

$$M_{r0} = -G \phi \quad \dots (22)$$

ただし、 G はロール角 ϕ を零に漸近させるためのゲインである。

姿勢制御量演算手段60は、目標姿勢制御量演算手段61より得られる目標姿勢制御量信号 M_{r0}

と姿勢制御補正量演算手段62より得られる姿勢制御補正量信号 M_{r0} を加算し、姿勢制御量信号 M_{r0} として姿勢を保持するために必要な力のモーメントを演算する。

懸架制御信号演算手段80は、非線形補償手段50より得られた実懸架補正量信号 λ と姿勢制御量演算手段60より得られる姿勢制御量信号 M_{r0} から懸架制御信号として姿勢を保持し、かつ挙動量を目値に補正するためのサスペンション制御力を演算し出力する。

$$f_1 = \frac{M_{r0} (1 + \lambda)}{2 T_r} \quad \dots (23)$$

$$f_2 = - \frac{M_{r0} (1 + \lambda)}{2 T_r} \quad \dots (24)$$

$$f_3 = \frac{M_{r0} (1 - \lambda)}{2 T_r} \quad \dots (25)$$

$$f_4 = - \frac{M_{r0} (1 - \lambda)}{2 T_r} \quad \dots (26)$$

ただし、

f_1 : 左前輪サスペンション制御力

f_r : 右前輪サスペンション制御力

f_l : 左後輪サスペンション制御力

f_r : 右後輪サスペンション制御力

T_f : 前輪トレッド

T_r : 後輪トレッド

操舵駆動手段71は、操舵制御信号演算手段70より操舵制御信号として出力された前輪操舵制御信号 δ_{fr} と後輪操舵制御信号 δ_{lr} を入力し、それぞれ前輪操舵アクチュエータ信号と後輪操舵アクチュエータ信号に変換する増幅器711、712からなる。

操舵アクチュエータ手段72は、操舵駆動手段71より出力された前輪操舵アクチュエータ信号と後輪操舵アクチュエータ信号に基づき前後輪を転舵する前輪操舵アクチュエータ721と後輪操舵アクチュエータ722とからなる。

懸架駆動手段81は、懸架制御信号演算手段80より出力された懸架制御信号としてのサスペンション制御力信号 f_{rl} 、 f_{rr} 、 f_{ll} 、 f_{lr} を入力し、懸架アクチュエータ信号に変換する増幅器811、

812、813、814からなる。

懸架アクチュエータ手段82は、懸架駆動手段81より出力された懸架アクチュエータ信号に基づき4輪のサスペンション制御力を可変制御するフォースジェネレータ821、822、823、824からなる。

上記構成からなる本実施例の作用および効果は、以下の通りである。

まず、車速センサ110と操舵角センサ120と車体スリップ角センサ131とヨー角速度センサ132とロール角センサ150と前輪実舵角センサ141と後輪実舵角センサ142の出力はデジタルコンピュータにより構成される演算手段に入力される。

該演算手段ではまず、目標挙動量演算手段20において(12)式と(13)式を離散化した漸化式にしたがって目標とする車両の挙動量である目標車体スリップ角 β と目標ヨー角速度 R が演算される。

また、目標操舵制御量演算手段20において車両挙動の動特性をドライバが最も操縦し易い動特

性に変更するために必要な前後輪の実舵角をそれぞれ前輪目標操舵制御量信号 δ_{fr} と後輪目標操舵制御量信号 δ_{lr} として(14)ないし(19)式を離散化した漸化式にしたがって演算する。

なお、前記目標挙動量はこのドライバが最も操縦し易い動特性にしたがうものであり、車両諸元の変動や横風外乱などの外部環境からの外乱がない場合挙動量は目標挙動量に一致する。

つぎに、偏差演算手段41において車両諸元の変動や外部環境からの外乱により生じる目標挙動量と挙動量の実測値との偏差が演算される。

ついで、補正量演算手段40において前記偏差を零に漸近させ、車両諸元の変動や外部環境からの外乱の影響を抑制するために必要な前輪操舵補正量信号 δ_{fr} 、後輪操舵補正量信号 δ_{lr} および懸架補正量信号 p が演算される。これらの補正量信号により、車両諸元の変動や外部環境からの外乱がある場合においても、車両挙動の動特性は目標動特性に追従させることができるが、本発明では、補正量として操舵補正量のほかに懸架補正量を用

いるため、操舵補正量のみの場合と比較してより高性能な制御特性が得られる。

つぎに、操舵制御信号演算手段70において目標操舵制御量と操舵補正量を加算し目標挙動量を達成するための操舵制御信号が出力される。

また、非線形補償手段50において補正量演算手段40より得られた挙動量を目標挙動量に漸近させるための懸架補正量 p を(11)式にしたがって実際の懸架系制御の制御パラメータである実懸架補正量 λ に変換する。なお、実懸架補正量 λ は、旋回により生じるロールモーメントを前後輪何れのサスペンションで相殺するかを示すパラメータであり、 $\lambda=1$ は前輪サスペンションのみで相殺することに、 $\lambda=-1$ は後輪サスペンションのみで相殺することに、 $\lambda=0$ は前後輪均等に相殺することに対応している。

このように本実施例では、補正量演算手段40で演算する懸架系の補正量とした実際の制御パラメータである λ を直接演算するのではなく、懸架補正量 p を演算し、非線形補償手段50において

これを実懸架補正量 λ に変換している。

このため、補正量演算手段40からながめた制御対象、すなわち操舵補正量 δ_{r1} 、 δ_{r2} および懸架補正量 p を入力とし、車体スリップ角偏差 $\beta - \beta_0$ およびヨー角速度偏差 $R - R_0$ を状態としたシステムは、

$$x = [\beta - \beta_0, R - R_0]^T \quad \dots (27)$$

$$u = [\delta_{r1}, \delta_{r2}, p]^T \quad \dots (28)$$

と表すと、(6)、(9)、(10)式のように線形近似され、線形制御理論を適用することにより、偏差を零に漸近させるための制御則を容易に導出することが可能となる。

また、目標制御量演算手段61において旋回によるロールを抑制し姿勢を保持するために必要な力のモーメントがフィードフォワード的な姿勢制御量である目標姿勢制御量信号 M_{s1} として演算される。

さらに、姿勢制御補正量演算手段62においてフィードバック的な姿勢制御量である姿勢制御補正量信号 M_{s2} が演算される。

ことにより解決される。また、(13)式はヨー角速度の低周波ゲインがニュートラルステア特性を示す通常の2WS車と等しく設定されているため、ドライバは違和感を持つことなく操縦することができ、かつ操舵に対して一次遅れで追従するためにオーバーシュートがなく安定した走行が可能となる。なお、本実施例では、ヨー角速度の低周波ゲインがニュートラルステア特性を示すように設定されているが、これは車速による低周波ゲインの変化の設定によって、オーバーステア特性やアンダーステア特性にすることも可能である。

ところで、本実施例は前後輪の舵角が制御可能な車両に対する車両の統合制御装置を示したものであるが、この非線形補償手段を特徴とする車両の統合制御方法は前後輪の何れか一方が制御可能な車両に対しても容易に実施することができる。この場合、補正量演算手段からながめた制御対象は、前後輪何れかの操舵補正量と懸架補正量を入力とした線形システムとなる。

また、本実施例ではロールに関する姿勢制御の

つぎに、姿勢制御量演算手段60において目標姿勢制御量信号 M_{s1} と姿勢制御補正量信号 M_{s2} が加算され、姿勢制御量信号 M_{s0} として姿勢を保持するために必要な力のモーメントが演算される。

ついで、懸架制御信号演算手段80において懸架系制御の制御パラメータである実懸架補正量 λ にしたがって姿勢制御量信号 M_{s0} を前後輪に分配し、各輪のサスペンション制御力を演算し、懸架制御信号として出力される。

以上により、車両の姿勢を保持しつつ、旋回性能を高めるための車両の統合制御装置が得られる。

また、本実施例においてはドライバが最も操縦し易い車両挙動特性として(12)、(13)式を用いたが、(12)式のように車体スリップ角を零にすることにより、ドライバはスピンを警戒することなく安心して操縦できる。ところが(12)式は通常の2WS車と比べ特性が大きく異なるため違和感を持つドライバもある。この場合には(12)式の代わりに車体スリップ角の特性を車速に対して比例、操舵に対して一次遅れで追従するような特性にする

みを考えたが、同時にピッチに関する姿勢制御を行うことも考えられる。この場合、状態量検出手段にピッチ角の検出を、目標姿勢制御量演算手段に加減速によるピッチ運動を抑制する力のモーメント M_{p1} の演算を、姿勢制御補正量演算手段に状態量検出手段から得られたピッチ角を抑制する力のモーメント M_{p2} の演算を、姿勢制御量演算手段にこれらの力のモーメントを加算する M_{p0} という演算を加える必要があり、懸架制御信号演算手段ではロールモーメント M_{s0} とその前後輪配分 λ のほかにピッチモーメント M_{p0} を同時に実現するサスペンション制御力を演算する必要がある。このときの懸架制御信号演算手段における演算内容を次式に示す。

$$f_1 = \frac{M_{s0}(1+\lambda)}{2T_1} - \frac{M_{p0}}{2(a_{r1}+a_{r2})} \quad \dots (29)$$

$$f_2 = -\frac{M_{s0}(1+\lambda)}{2T_2} - \frac{M_{p0}}{2(a_{r1}+a_{r2})} \quad \dots (30)$$

$$f_{\text{r}} = \frac{M_{\text{r.o.}}(1-\lambda)}{2T_{\text{r}}} + \frac{M_{\text{r.o.}}}{2(a_{\text{r}}+a_{\text{r}})} \quad \dots (31)$$

$$f_{\text{r}} = -\frac{M_{\text{r.o.}}(1-\lambda)}{2T_{\text{r}}} + \frac{M_{\text{r.o.}}}{2(a_{\text{r}}+a_{\text{r}})} \quad \dots (32)$$

さらに、懸架系の制御として姿勢制御のほかに振動抑制制御を行う場合は、振動を抑制するために必要なサスペンション制御力を(29)ないし(32)式に加算することにより、実現できる。

なお、上述した本実施例は、サスペンション制御力が可変制御可能なアクティブサスペンションに関するものであったが、本発明は前後輪のロール剛性のみが可変となる車両に対しても適用できる。この場合、懸架制御駆動手段8は実懸架補正量に基づき前後輪のロール剛性を演算し、その演算結果に基づき懸架アクチュエータにより懸架機構を制御駆動する。すなわち、この場合、前後輪のロール剛性は、それぞれ $K_{\text{r.l.}}$ から $K_{\text{r.r.}}$ まで($K_{\text{r.l.}} < K_{\text{r.r.}}$)可変であるとする。このとき、

7 … 操舵制御駆動手段

8 … 懸架制御駆動手段

特許出願人

株式会社豊田中央研究所

代理人

弁理士 高橋 克彦

(外3名)



懸架制御駆動手段8では前後輪のロール剛性の比が実懸架補正量 λ になるべく一致するように、例えば次式に従って設定される。

$$K_{\text{r}} = \frac{K_{\text{r.l.}} + K_{\text{r.r.}}}{2} + \frac{K_{\text{r.r.}} - K_{\text{r.l.}}}{2} \cdot \lambda$$

$$K_{\text{r}} = \frac{K_{\text{r.l.}} + K_{\text{r.r.}}}{2} - \frac{K_{\text{r.r.}} - K_{\text{r.l.}}}{2} \cdot \lambda$$

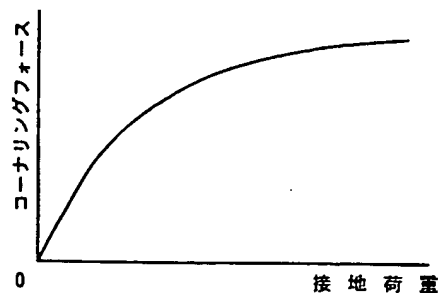
ただし、 $K_{\text{r.l.}}$ 、 $K_{\text{r.r.}}$ は夫々前輪および後輪のロール剛性である。

4. 図面の簡単な説明

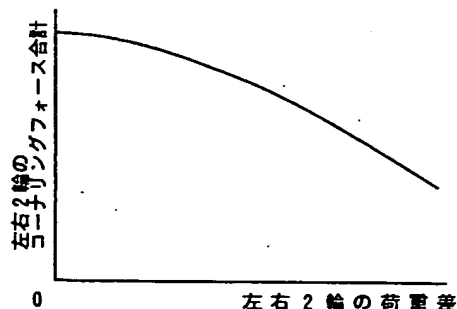
第1図は本発明の構成を示すブロック図、第2図はその他の発明の構成を示すブロック図、第3図および第4図はタイヤ特性を示す図、第5図は実施例の構成を示すブロック図である。

- 1 … 検出手段
- 2 … 目標操舵制御量演算手段
- 3 … 目標挙動量演算手段
- 4 … 補正量演算手段
- 5 … 非線形補償手段

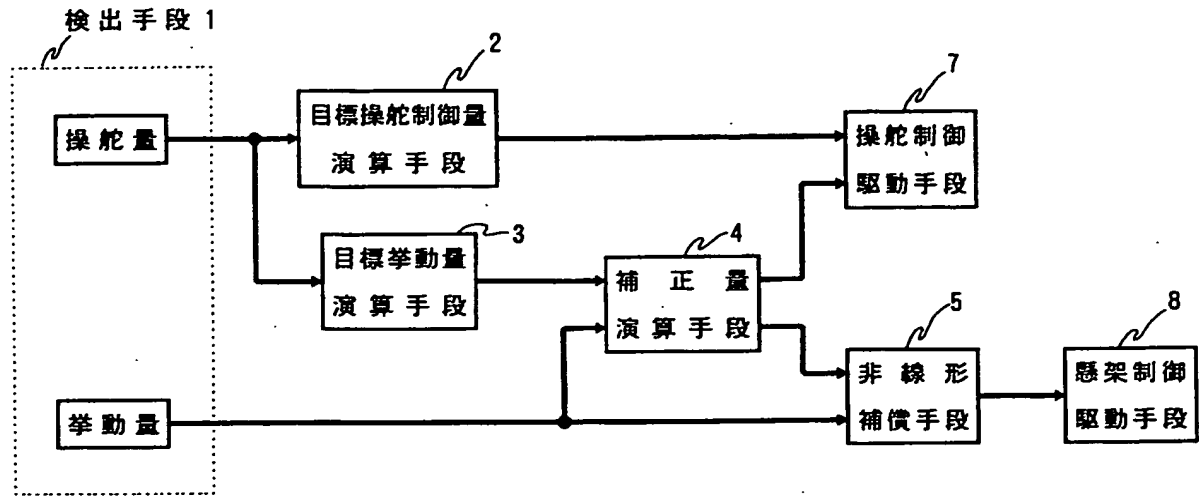
第3図



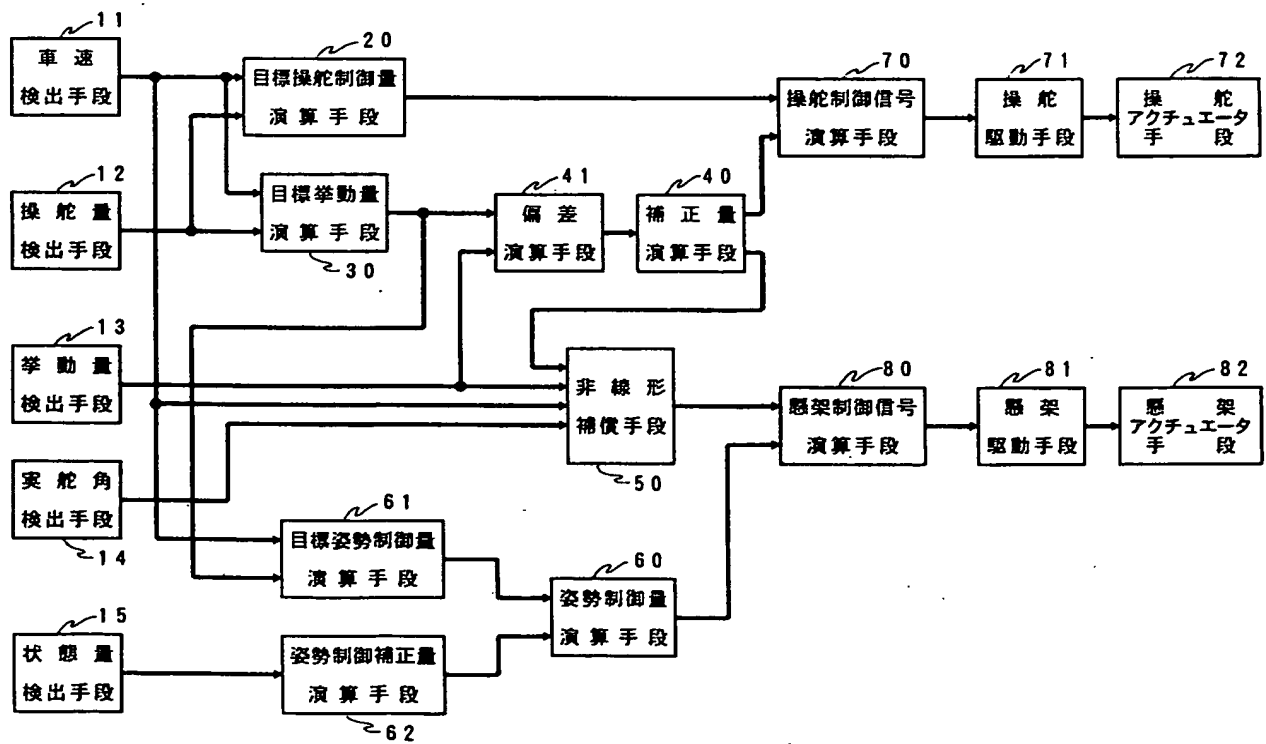
第4図



第 1 図



第 2 図



第 5 図

